МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE

УДК 628.517.625.08 DOI 10.12737/18274

Экспериментальные исследования коэффициентов потерь энергии колебаний узлов колесных пар*

В. А. Бондаренко[1], С. Ф. Подуст[2]**

[1] Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация
[2] Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Experimental study on energy dissipation factors of wheelset node oscillations ***

V. A. Bondarenko[1], S. F. Podust[2]**

[1]Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russian Federation
[2]Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Колесные пары, непосредственно воспринимающие силовое воздействие от взаимодействия колес с рельсами, являются интенсивными источниками шума при движении транспортных средств, например, мостовых кранов и железнодорожного подвижного состава. Несмотря на различия конструктивного исполнения и функционального назначения, расчет виброакустических характеристик может быть выполнен с единых позиций. Следует отметить, что точность расчета уровней звукового давления и вибраций в значительной степени определяется точностью задания частотно-зависимых коэффициентов потерь колебательной энергии. Теоретические исследования этой физико-механической величины представляет значительные трудности. Поэтому для инженерных расчетов уровней звукового давления и вибраций целесообразно использовать регрессионные зависимости, полученные на основе математической обработки экспериментальных величин коэффициентов потерь узла колесной пары и аппроксимация зависимостей степенными полиномами различных степеней.

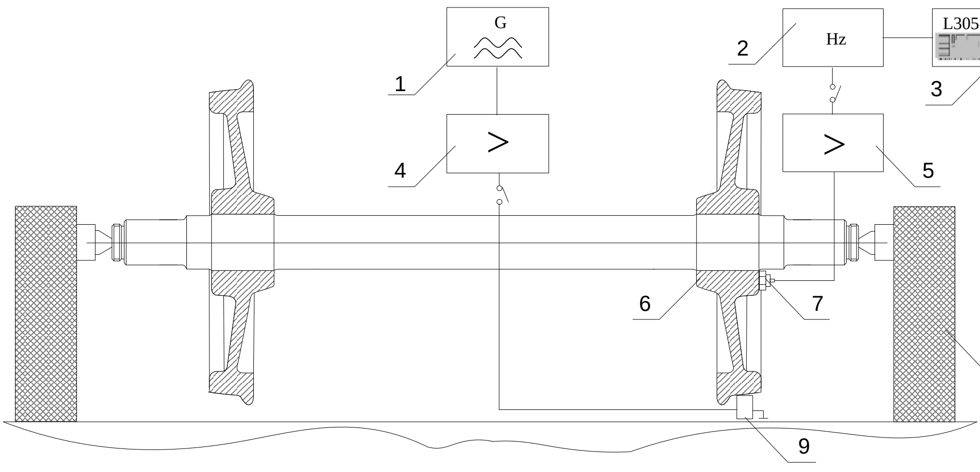
Ключевые слова: коэффициенты потерь, энергия колебаний, колесные пары.

Wheelsets directly subjected to a force impact under the interaction of wheels and rails are intense noisemakers when moving, including overhead cranes and railway rolling stock. Despite the design and functional differences, the calculation of vibroacoustic characteristics can be made from the unified positions. It should be noted that the calculation accuracy of the sound pressure levels and vibrations is in large part determined by the precision of setting the frequency-dependent loss factors of the vibration energy. Theoretical studies of this physical and mechanical value are rather complicated. Therefore, the regression curves obtained on the basis of the mathematical treatment of the experimental coefficient values of the wheelset assembly losses and the approximation dependencies by the exponential polynomials of various degrees should be used for the engineering analysis of the sound pressure levels and vibrations.

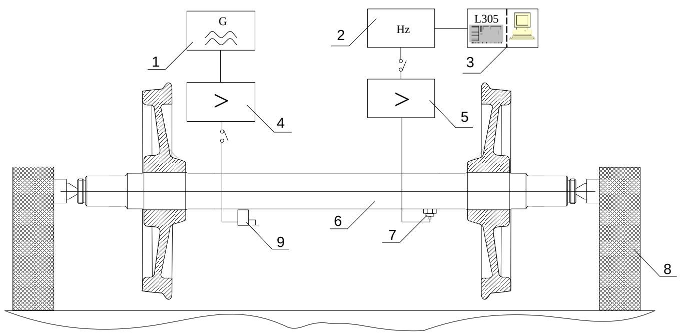
Keywords: loss ratios, vibration energy, wheelsets.

Введение. Исследованию шума и вибрации подвижного состава посвящены работы [1—11]. Расчет вибраций узлов колесных пар технологических машин различного функционального назначения (электровозы, тепловозы, мостовые краны и т. д.) основан на использовании методов энергетического баланса [12]. Для этого необходимо знать значения коэффициентов потерь колебательной энергии, являющимися частотно-зависимыми величинами. В лабораторных условиях проводилась серия экспериментов по определению коэффициентов потерь колебательной энергии узлов колесных пар. Схемы установки данных узлов представлены на рис. 1. Колесная пара устанавливалась в центрах на массивной плите.

* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.
** E-mail: bva_rek@rgups.ru
*** The research is done within the frame of the independent R&D.



а)



б)

Рис. 1. Схема установки для определения коэффициентов потерь колебательной энергии колесной пары:
а) колеса; б) оси колесной пары:
1 — генератор сигналов возбуждения; 2 — анализатор; 3 — вычислительный комплекс; 4 и 5 — усилители сигналов; 6 — исследуемый элемент; 7 — вибродатчик; 8 — виброизолирующие стойки; 9 — возбудитель колебаний

Результаты измерений, представленные на рис. 2, показали, что при общей закономерности характера частотно-зависимых коэффициентов потерь колебательной энергии их величины для узлов колесных пар существенно отличаются от известных данных для пластинчато-стержневых конструкций [13]. Поэтому полученные результаты представляют собой интерес для расчетов спектров вибрации и шума основных звукоизлучающих элементов общей акустической системы узлов колесных пар.

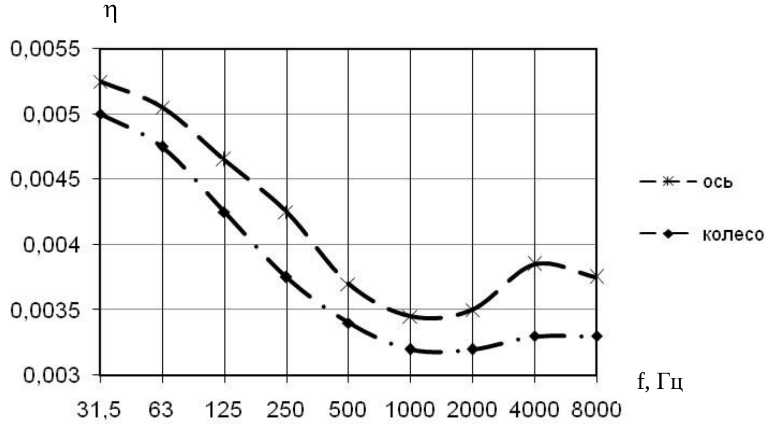


Рис. 2. Коэффициенты потерь колебательной энергии узлов колесных пар и режущего инструмента

Для обоснования рациональных параметров конструкции системы шумозащиты рассчитывался количественный вклад основных источников шума (обрабатываемых колес, оси колесной пары) в формирование спектров шума в рабочей зоне оператора. Как показали теоретические исследования, точность расчета уровней звукового давления составляющих спектра в значительной мере зависит от величин частотно-зависимых коэффициентов потерь колебатель-

ной энергии. Для этих целей по экспериментальным данным, приведенным на рис. 3, получены регрессионные зависимости коэффициентов потерь колебательной энергии колес, оси колесных пар.

Регрессионный анализ позволяет аппроксимировать кривые, построенные по экспериментальным данным, или таблично заданные функции методом наименьших квадратов. Метод наименьших квадратов позволяет получить наиболее точные значения параметров эмпирической зависимости и, в соответствии с этим, максимально приблизить теоретические результаты расчетов к фактическим.



Рис. 3. Частотная зависимость коэффициентов потерь колебательной энергии

Как правило, этот метод используется для нахождения линейной зависимости. Однако, метод наименьших квадратов и процедура подбора прямой регрессии полностью переносятся и на случай нахождения криволинейной зависимости при условии, когда уравнение кривой может быть после некоторых преобразований сведено к линейному тренду. В практике криволинейного выравнивания широко распространены два вида преобразований: натуральный логарифм (ln) и обратное преобразование (1/x). При этом возможно преобразование как зависимой переменной y, так и независимой x или одновременно и той, и другой (Таблица 1).

Таблица 1

Кривые, сводящиеся к уравнению прямой преобразованием исходных данных

Название кривой	Уравнение	Преобразование
Экспоненциальная	$y = a_0 e^{a_1 x}$	$Y = \ln y$
Степенная	$y = a_0 x^{\omega}$	$Y = \ln y$ $X = \ln x$
Гиперболическая I типа	$y = a_0 + \frac{a_1}{x}$	$X = \frac{1}{x}$
Гиперболическая II типа	$y = \frac{1}{a_0 + a_1 x}$	$Y = \frac{1}{y}$
Гиперболическая III типа	$y = \frac{x}{a_0 + a_1 x}$	$Y = \frac{1}{y}$ $X = \frac{1}{x}$
Логарифмическая	$y = a_0 + a_1 \ln x$	$X = \ln x$
S-образная	$y = e^{a_0 + \frac{a_1}{x}}$	$Y = \ln y$ $X = \frac{1}{x}$
Обратнологарифмическая	$y = \frac{1}{a_0 + a_1 \ln x}$	$Y = \frac{1}{y}$ $X = \ln x$

Кроме этого, метод наименьших квадратов позволяет определить эмпирическую зависимость и в виде полинома (многочлена) любой степени т. При выборе наилучшей кривой оценивается такой параметр, как среднеквадратичное отклонение (СКО), который показывает степень приближения эмпирической кривой к исходной и поэтому должен быть минимальным:

$$\sigma_m = \sqrt{\frac{1}{n-m}\sum_{i=0}^{n}\left(P_m(x_i)-y_i\right)^2}, \qquad (1)$$

где n — количество исходных данных; т — степень аппроксимирующего полинома; $P_т(x_i)$ — значение эмпирической функции; y_i — значение исходной функции.

Так как многочлен $P_m(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + \ldots + a_mx^m$ определяется своими коэффициентами, то фактически нужно подобрать набор коэффициентов $a_0, a_1, \ldots, a_m$, минимизирующий функцию

$$\Phi(a_0, a_1 \ldots, a_m) = \sum_{i=0}^{n}\left(P_m(x_i)-y_i\right)^2 = \sum_{i=0}^{n}\left(\sum_{j=0}^{m} a_i x_i^j - y_i\right)^2. \qquad (2)$$

Используя необходимое условие экстремума $\frac{\partial \Phi}{\partial a_k} = 0, k = 0,1,\ldots,m$ получаем нормальную систему метода наименьших квадратов:

$$\sum_{j=0}^{m}\left(\sum_{i=0}^{n} x_i^{j+k}\right)a_j = \sum_{i=0}^{n} y_i x_i^k,\ k = 0,1,..m. \qquad (3)$$

Полученная система есть система алгебраических уравнений относительно неизвестных a_1, a_2,…,a_m, решение которой даст коэффициенты эмпирических зависимостей.

При аппроксимации таблично заданной функции полиномом его степень заранее неизвестна, поэтому возникает проблема выбора оптимальной степени аппроксимирующего многочлена. Вычислим для каждого полинома величину $[a_1]_m$. За оптимальное значение степени полинома предлагается принять то значение т, начиная с которого величина a_m стабилизируется или начинает возрастать.

Для определения аналитических зависимостей коэффициентов потерь от частоты необходимо аппроксимировать каждую кривую отдельно. Проведем расчет коэффициентов уравнений регрессии для всех вышеперечисленных функций последовательно для оси колесной пары и колеса.

Ось колесной пары. Исходные данные коэффициента потерь колебательной энергии оси колесной пары представлены на рис. 3. Регрессионный анализ проводим аналогично фрезе, результаты сводим в табл. 2, а также представляем на рис. 4, 5.

Таблица 2

Зависимости коэффициента потерь колебательной энергии для оси колесной пары

Название кривой	Уравнение	СКО
Экспоненциальная	$\eta = 4{,}3\cdot10^{-3}e^{-2{,}7\cdot10^{-5}f}$	5,971E–04
Степенная	$\eta = 0{,}0064f^{-0{,}071}$	3,218E–04
Гиперболическая I типа	$\eta = 0{,}0038 + \frac{0{,}057}{f}$	3,086E–04
Гиперболическая II типа	$\eta = \frac{1}{234{,}79 + 0{,}0061f}$	6,007E–04
Гиперболическая III типа	$\eta = \frac{f}{-2982{,}62 + 266{,}72f}$	3,814E–04
Логарифмическая	$\eta = 0{,}0061 - 0{,}00031\cdot\ln(f)$	3,461E–04
S-образная	$\eta = e^{-5{,}58+\frac{12{,}93}{f}}$	3,389E–04
Обратнологарифмическая	$\eta = \frac{1}{143{,}07 + 16{,}51\cdot\ln(f)}$	3,066E–04

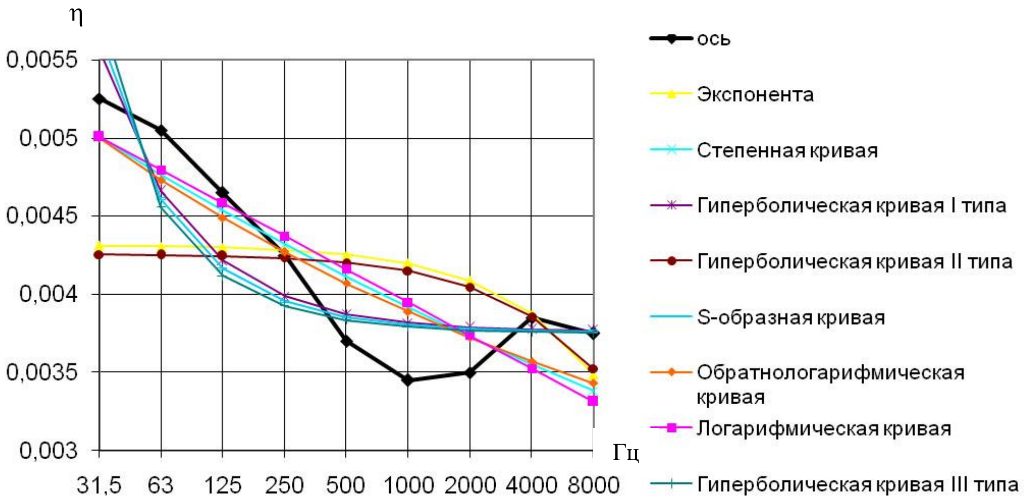


Рис. 4. Графики коэффициента потерь колебательной энергии оси колесной пары и аппроксимирующих кривых

Таблица 3

Аппроксимация коэффициента потерь колебательной энергии для оси колесной пары полиномами различных степеней

Степень полинома	Уравнение	СКО (a_m)
1	$\eta = 0{,}006 - 0{,}0007 \cdot \lg f$	3,70E–04
2	$\eta = 0{,}01 - 0{,}004(\lg f) + 0{,}0005(\lg f)^2$	2,04E–04
3	$\eta = 0{,}005 + 0{,}003(\lg f) - 0{,}0018(\lg f)^2 + 0{,}00029(\lg f)^3$	1,78E–04
4	$\eta = -0{,}18 + 0{,}04(\lg f) - 0{,}024(\lg f)^2 + 0{,}006(\lg f)^3 - 0{,}0005(\lg f)^4$	1,13E–04
5	$\eta = 0{,}047 - 0{,}095(\lg f) + 0{,}084(\lg f)^2 - 0{,}036(\lg f)^3 + 0{,}008(\lg f)^4 - 0{,}0006(\lg f)^5$	4,66E–05
6	$\eta = -0{,}035 + 0{,}108(\lg f) - 0{,}121(\lg f)^2 + 0{,}072(\lg f)^3 - 0{,}024(\lg f)^4 + 0{,}004(\lg f)^5 - 0{,}0003(\lg f)^6$	4,36E–05
7	$\eta = -0{,}301 + 0{,}875(\lg f) - 1{,}051(\lg f)^2 + 0{,}686(\lg f)^3 - 0{,}263(\lg f)^4 + 0{,}059(\lg f)^5 - 0{,}007(\lg f)^6 + 0{,}0004(\lg f)^7$	5,65E–05

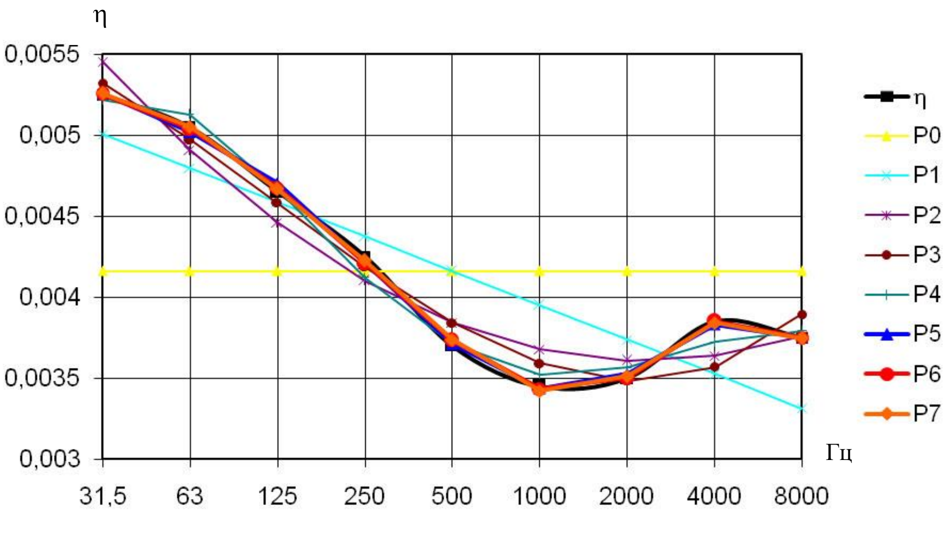


Рис. 5. Результаты аппроксимации коэффициента потерь оси колесной пары полиномами

Для коэффициента потерь колебательной энергии оси колесной пары по значениям СКО наиболее приближенным является полином шестой степени:

$$\eta = -0{,}035 + 0{,}108(\lg f) - 0{,}121(\lg f)^2 + 0{,}072(\lg f)^3 - 0{,}024(\lg f)^4 + 0{,}004(\lg f)^5 - 0{,}0003(\lg f)^6. \quad (4)$$

Колесо. Исходные данные коэффициента потерь колебательной энергии колеса представлены на рис. 3. Регрессионный анализ проводим аналогичным образом, результаты сводим в табл. 4 и 5, а также представляем на рис. 6, 7.

Таблица 4

Зависимости коэффициента потерь колебательной энергии для колеса

Название кривой	Уравнение	СКО
Экспоненциальная	$\eta = 3{,}98 \cdot 10^{-3} e^{-3{,}5 \cdot 10^{-5} f}$	5,942E-04
Степенная	$\eta = 0{,}0063 f^{-0{,}084}$	2,733E-04
Гиперболическая I типа	$\eta = 0{,}0034 + \frac{0{,}061}{f}$	2,623E-04
Гиперболическая II типа	$\eta = \frac{1}{254{,}94 + 0{,}009 f}$	5,972E-04
Гиперболическая III типа	$\eta = \frac{f}{-3775{,}23 + 297{,}49 f}$	3,671E-04
Логарифмическая	$\eta = 0{,}0059 - 0{,}00033 \cdot \ln(f)$	3,074E-04
S-образная	$\eta = e^{-5{,}695 + \frac{15{,}11}{f}}$	3,059E-04
Обратнологарифмическая	$\eta = \frac{1}{137{,}71 + 21{,}42 \cdot \ln(f)}$	2,511E-04

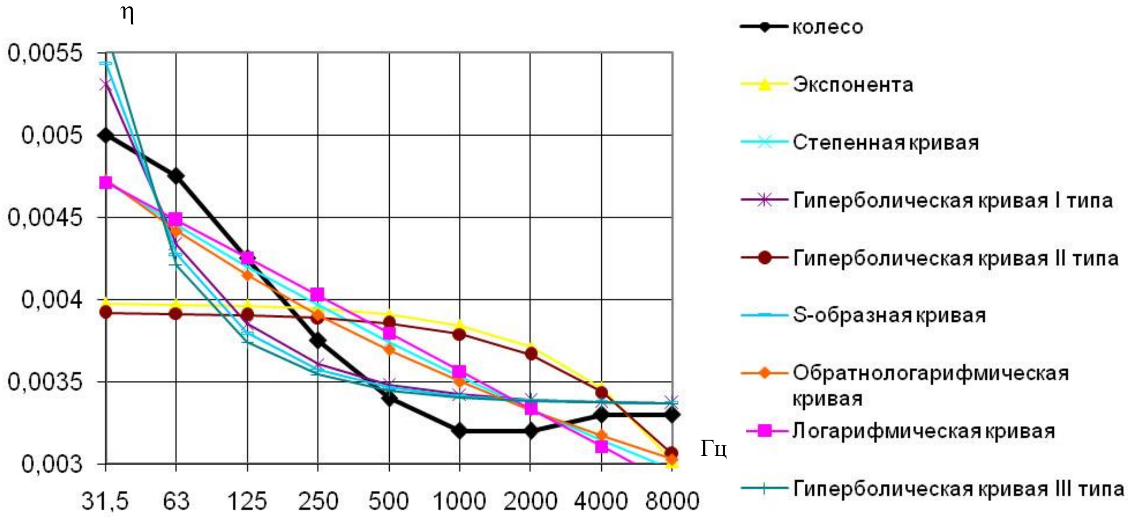


Рис. 6. Графики коэффициента потерь колебательной энергии колеса и аппроксимирующих кривых

Таблица 5

Аппроксимация коэффициента потерь колебательной энергии для колеса полиномами различных степеней

Степень полинома	Уравнение	СКО
1	$\eta = 0{,}006 - 0{,}0008 \cdot \lg f$	3,29E-04
2	$\eta = 0{,}009 - 0{,}004(\lg f) + 0{,}0005(\lg f)^2$	1,20E-04
3	$\eta = 0{,}007 + 0{,}0004(\lg f) - 0{,}0007(\lg f)^2 + 0{,}0002(\lg f)^3$	1,11E-04
4	$\eta = -0{,}01 + 0{,}028(\lg f) - 0{,}017(\lg f)^2 + 0{,}004(\lg f)^3 - 0{,}0004(\lg f)^4$	1,14E-05

5	$\eta = -0{,}011 + 0{,}029(\lg f) - 0{,}019(\lg f)^2 + 0{,}005(\lg f)^3 - 0{,}0005(\lg f)^4 + 0{,}00001(\lg f)^5$	1,31E-05
6	$\eta = -0{,}042 + 0{,}106(\lg f) - 0{,}096(\lg f)^2 + 0{,}046(\lg f)^3 - 0{,}012(\lg f)^4 + 0{,}002(\lg f)^5 - 0{,}0001(\lg f)^6$	7,88E-06
7	$\eta = -0{,}052 + 0{,}136(\lg f) - 0{,}133(\lg f)^2 + 0{,}07(\lg f)^3 - 0{,}022(\lg f)^4 + 0{,}004(\lg f)^5 - 0{,}0004(\lg f)^6 + 0{,}00001(\lg f)^7$	1,54E-05

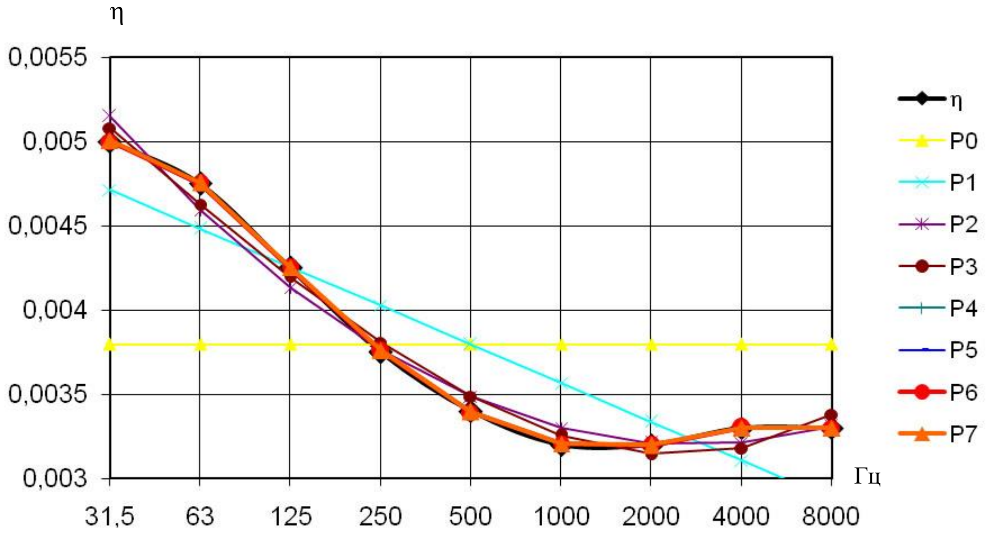


Рис. 7. Результаты аппроксимации коэффициента потерь колеса полиномами

Для коэффициента потерь колебательной энергии колеса по значениям СКО наиболее приближенным является полином шестой степени:

$$\eta = -0{,}042 + 0{,}106(\lg f) - 0{,}096(\lg f)^2 + 0{,}046(\lg f)^3 - 0{,}012(\lg f)^4 + 0{,}002(\lg f)^5 - 0{,}0001(\lg f)^6 \quad (5)$$

Расчетные спектры шума представлены на рис. 8.

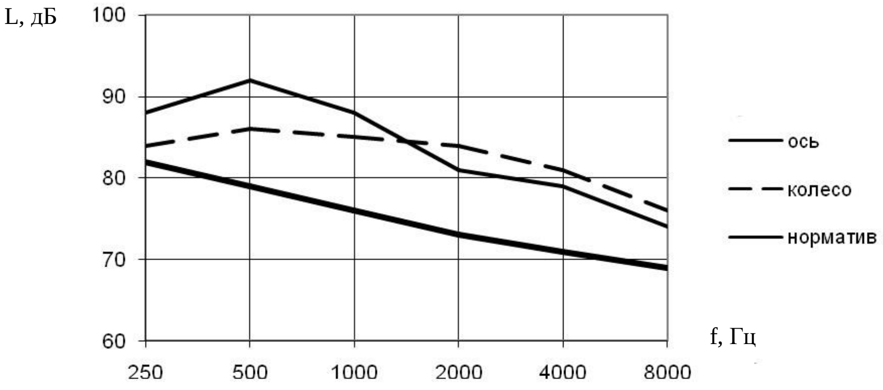


Рис. 8. Расчетные спектры шума

Выводы. Излучение звука колес в широком частотном диапазоне 500–8000 Гц превышает санитарные нормы на 3–10 дБ. В седьмой, восьмой и девятой октавах превышение санитарных норм уровня звукового давления составляет 8–10 дБ, что на 2–3 дБ больше, чем в случае оси колесной пары. Разница расчетных и экспериментальных данных по величинам превышения уровней звукового давления над предельно допустимыми значениями составляет 2–2,5 дБ, что является вполне приемлемым для технических расчетов уровней шума и вибрации.

Библиографический список

1. Van Beek, A. [et al.]. State of the art: Technical Report. — SNCF, 2002. — P.78.

2. Подуст, С. Ф. Спектральный состав шума в кабинах локомотивов / С. Ф. Подуст, Ю. В. Пронников // Тр. междунар. науч.-практ. конф. «Транспорт-2013». Рост. гос. ун-т путей сообщения. Ростов-на-Дону, 2013. Ч. 2. — С. 215–216.

3. Подуст, С. Ф. Анализ закономерностей шумообразования электропоездов / Вестник Рост. гос. ун-т путей сообщения. 2012. — №4 (48). — С. 42–45.

4. Подуст, С. Ф. Моделирование виброакустической динамики рельса на шпалах / Подуст С. Ф., Куклин Д. А.// Вестник Дон. гос. тех. ун-та. — 2013. — Т. 13, №1–2 (70–71). — С. 106–111.

5. Подуст, С. Ф. Моделирование виброакустической динамики шпал при движении подвижного состава / Вестник Рост. гос. ун-т путей сообщения. — 2013. — № 1(49). — С. 50–54.

6. Подуст, С. Ф. Экспериментальные исследования шума и вибрации грузовых поездов / С.Ф. Подуст // IX Промышленный конгресс юга России: сб. статей (11–13 сентября 2013 г., г. Ростов-на-Дону). — Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2013. — 776 с. — С. 212–214.

7. Подуст, С. Ф. Экспериментальные исследования диссипативной функции элементов остекления электровозов / С. Ф. Подуст, Ю. В. Пронников // IX Промышленный конгресс юга России: сб. статей (11–13 сентября 2013 г., г. Ростов-на-Дону). — Ростов-на-Дону: Изд. центр ДГТУ, 2013. — 776 с. — С. 215–221.

8. Пронников, Ю. В. Моделирование структурной составляющей шума в кабинах машинистов подвижного состава / Ю. В. Пронников // Вестник Рост. гос. ун-т путей сообщения. — 2010. — №3(39). — С. 64–68.

9. Колесников, И. В. [и др.]. Основы акустического проектирования кабин машинистов (теория и практика) / И. В. Колесников, Ю. В. Пронников, А. Н. Чукарин // — Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2012. — 120 с.

10. Подуст, С. Ф. Основы виброакустических расчетов отечественных электровозов. Монография / С. Ф. Подуст, А. Н. Чукарин, И. В. Богуславский. — Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2013. — 160 с.

11. Колесников, И. В. Способы снижения шума и вибраций при проектировании, производстве и эксплуатации железнодорожного подвижного состава / И. В. Колесников, С. Ф. Подуст, С. С. Подуст, А. Н. Чукарин. – Москва : ВИНИТИ РАН, 2015. — 216 с.

12.Никифоров, А. С. Акустическое проектирование судовых конструкций / А. С. Никифоров. — Ленинград : Судостроение, 1990. — 200 с.

13.Чукарин, А. Н. Исследование эффективных коэффициентов потерь энергии колебаний в стержневых конструкциях / А. Н. Чукарин, А. П. Сычев, С. Ф. Подуст // Вестник машиностроения. — 2015. — №7. — С. 35–37.

References

1. Van Beek, A., et al. State of the art: Technical Report. SNCF, 2002, p. 78.

2. Podust, S.F., Pronnikov, Y.V. Spektral'nyy sostav shuma v kabinakh lokomotivov. [The spectral composition of the noise in the cabs of locomotives.] Tr. mezhdunar. nauch.-prakt. konf. «Transport-2013». [Proc. Int. Sci.-Pract. Conf. “Transport-2013”.] Rostov State Transport University (RSTU), Rostov-on-Don, 2013, vol. 2, pp. 215–216 (in Russian).

3. Podust, S.F. Analiz zakonomernostey shumoobrazovaniya elektropoyezdov. [Analysis of patterns of electric noise generation]. Vestnik of RSTU, 2012, no.14, pp. 42–45 (in Russian).

4. Podust, S.F., Kuklin, D.A. Modelirovaniye vibroakusticheskoy dinamiki rel'sa na shpalakh [Vibroacoustic dynamics simulation of rail on sleepers.] Vestnik of DSTU, 2013, no. 1–2 (70–71), pp. 106–111 (in Russian).

5. Podust, S.F. Modelirovaniye vibroakusticheskoy dinamiki shpal pri dvizhenii podvizhnogo sostava [Modeling vibroacoustic dynamics of sleepers when rolling equipment in motion.] Vestnik of RSTU, 2013, no. 1, pp. 50–54 (in Russian).

6. Podust, S.F. Eksperimental'nyye issledovaniya shuma i vibratsii gruzovykh poyezdov [Experimental studies of noise and vibration of freight trains.] IX Promyshlennyy kongress yuga Rossii: sb. statey (11–13 sentyabrya 2013, Rostov-na-Donu) [Proc. IX Industrial Congress of South Russia: 11-13 September, 2013, Rostov-on-Don.] DSTU Publ. Centre, 2013, pp. 212–214 (in Russian).

7. Podust, S.F., Pronnikov, YU.V. Eksperimental'nyye issledovaniya dissipativnoy funktsii elementov ostekleniya elektrovozov[Experimental studies of dissipation function of locomotive glazing elements.] IX Promyshlennyy kongress yuga Rossii: sb. statey (11–13 sentyabrya 2013, Rostov-na-Donu). [Proc. IX Industrial Congress of South Russia: 11-13 September, 2013, Rostov-on-Don.] DSTU Publ. Centre, 2013, pp. 215–221 (in Russian).

8. Pronnikov, YU.V. Modelirovaniye strukturnoy sostavlyayushchey shuma v kabinakh mashinistov podvizhnogo sostava[Modelling of the structural component of the noise in the rolling stock driving cab.] Vestnik of RSTU, 2010, no. 3, pp. 64–68 (in Russian).

9. Kolesnikov, I.V., Pronnikov, Y.V., Chukarin, A.N. Osnovy akusticheskogo proyektirovaniya kabin mashinistov (teoriya i praktika) [Basics of acoustic design of the driving cab (Theory and Practice).] Rostov-on-Don: DSTU Publ. Centre, 2012, 120 p. (in Russian).

10. Podust, S.F., Chukarin, A.N., Boguslavskiy, I.V. Osnovy vibroakusticheskikh raschetov otechestvennykh elektrovozov. Monografiya [Fundamentals of vibroacoustic calculations of domestic locomotives. Monograph.] Rostov-on-Don: DSTU Publ. Centre, 2013, 160 p. (in Russian).

11. Kolesnikov, I.V., Podust, S.F., Podust, S.S., et al. Sposoby snizheniya shuma i vibratsiy pri proyektirovanii, proizvodstve i ekspluatatsii zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Ways to reduce noise and vibration in the design, manufacture and operation of rolling stock.] Moscow: VINITI RAN, 2015, 216 p. (in Russian).

12. Nikiforov, A. S Akusticheskoe proektirovanie sudovykh konstruktsiy. [Acoustic design of ship structures.] Leningrad: Sudostroenie, 1990, 200 p. (in Russian).

13. Chukarin, A.N., Sychev, A.P., Podust, S.F. Issledovanie effektivnykh koeffitsientov poter' energii kolebaniy v sterzhnevykh konstruktsiyakh. [Investigation of effective coefficients of oscillation energy loss in the frame structures.] Vestnik Mashinostroeniya,2015, no.7, pp. 35–37 (in Russian).

Поступила в редакцию 19.10.2015
Сдана в редакцию 19.10.2015
Запланирована в номер 22.01.2016